УДК 621.43.018.7.001.42

А.Г. АРЖЕНОВСКИЙ, С.В. АСАТУРЯН

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ С ТУРБОНАДДУВОМ ПО УСКОРЕНИЮ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ПЕРЕХОДНОМ РЕЖИМЕ

Рассмотрены и проанализированы недостатки методики, разработанной в Азово-Черноморской государственной агропромышленной академии, по определению энергетических параметров двигателя в эксплуатационных условиях. На основании проведенного анализа предложены усовершенствования методики и средств испытания двигателей с турбонаддувом по ускорению коленчатого вала на переходном режиме.
Ключевые слова: *дизель, переходный режим, угловое ускорение коленчатого вала, мощность, крутящий момент, часовой и удельный расходы топлива, газотурбинный нагнетатель.*

Введение. Определение и контроль технического состояния двигателя без разборки простым и доступным методом позволяют повысить эффективность использования тракторов и более рационально построить систему их технического обслуживания. Важное значение при этом имеет определение энергетических и топливно-экономических параметров двигателя, которые являются основными обобщенными показателями его технического состояния.

Разработанная методика [1] позволяет определять энергетические параметры исследуемого двигателя в эксплуатационных условиях. Суть разработанной методики в следующем.

При резком увеличении подачи топлива в двигателе возникает переходный процесс разгона, который описывается дифференциальным уравнением:

$$I_д \frac{d\omega}{dt} = M_i - M_{м.п.}, \qquad (1)$$

где $I_д$ – приведенный момент инерции движущихся масс двигателя, кгм^2; $\frac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение коленчатого вала, с$^{-2}$; M_i – индикаторный момент, Нм; $M_{м.п.}$ – момент механических потерь двигателя, Нм.

Разница между индикаторным моментом и моментом механических потерь есть ни что иное как крутящий момент двигателя $M_д$. Таким образом, крутящий момент двигателя можно определить по формуле:

$$M_д = I_д \frac{d\omega}{dt}, \text{ Нм}. \qquad (2)$$

Умножив обе части уравнения (1) на угловую скорость ω, получим:

$$I_д \frac{d\omega}{dt}\omega = (M_i - M_{м.п.})\,\omega. \qquad (3)$$

В правой части (3) имеем известную формулу мощности:

$$(M_i - M_{м.п.})\,\omega_e = N \qquad (4)$$

Таким образом, мощность двигателя можно определить по формуле:

$$N_e = I_\partial \frac{d\omega}{dt} \omega \text{ , Вт.} \qquad (5)$$

Анализируя формулы (2) и (5), видим, что значения крутящего момента и мощности пропорциональны угловому ускорению коленчатого вала двигателя на переходном режиме.

Данная методика была реализована посредствам измерительно-вычислительного комплекса (рис.1), который состоит из персонального компьютера с пакетом соответствующих программ, платы аналого-цифрового преобразования «Код-Цифра» (плата АЦП), платы сопряжений и индукционного датчика, установленного вблизи зубьев маховика двигателя.

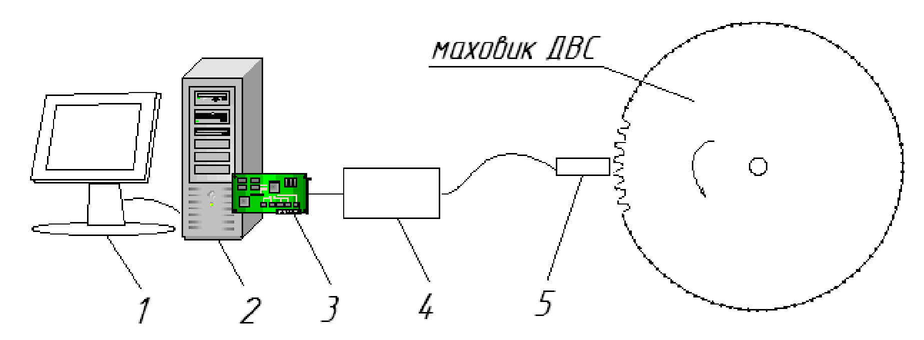


Рис.1. Измерительно-вычислительный комплекс: 1 – монитор; 2 – системный блок; 3 – плата АЦП; 4 – плата сопряжений; 5 – индукционный датчик

Определение энергетических параметров двигателя данным комплексом осуществляется в два этапа – запись кривой разгона (закона движения коленчатого вала) и обработка полученных данных.

Запись кривой разгона заключается в формировании массива данных значения ЭДС датчика во время разгона двигателя. Запись массива данных для определения закона движения коленчатого вала двигателя осуществляется следующим образом. У прогретого двигателя, работающего на минимальных оборотах холостого хода, топливный рычаг необходимо резко перевести в положение, соответствующее максимальной подаче топлива. Двигатель при этом будет разгоняться, значения ЭДС датчика посредствам платы АЦП будут фиксироваться в памяти компьютера с частотой, равной частоте опроса. В результате записи получим файл с данными значения ЭДС катушки датчика в кодовой форме. С помощью пакета прикладных программ к плате АЦП необходимо преобразовать данные в цифровую форму.

Обработка данных сводится к определению закона изменения углового ускорения коленчатого вала $\varepsilon=f\ (n)$, на основании которого определяются законы изменения $M_д=f\ (n)$ и $N_e=f\ (n)$, благодаря знанию которых строится неполная регуляторная характеристика двигателя (без топливных показателей).

Постановка и решение задач. Однако методика, представленная в [1], имеет ряд недостатков. Мы же предлагаем некоторые усовершенствования данной методики и средств испытания двигателей.

1. Методика оценки энергетических параметров тракторных двигателей базируется на определении угловой скорости и углового ускорения коленчатого вала в каждом из выделенных циклов при разгоне двигателя, чтобы по произведению значения ускорения на приведенный момент инерции двигателя судить о крутящем моменте и соответственно о мощности. Согласно [1] значение приведенного момента инерции внутри одной марки двигателя считается постоянной (справочной) величиной с относительной погрешностью 1,3%. Это утверждение основывается на работе [2] и не проверено экспериментально. Кроме того, в настоящее время имеется большое количество отечественных и зарубежных тракторов, приведенный момент инерции двигателей которых найти в справочной литературе не представляется возможным.

Для определения приведенного момента инерции двигателя на кафедре «Эксплуатация машинно-тракторного парка» АЧГАА был изготовлен маховик. Вычислив по формулам теоретической механики момент инерции маховика, была разработана методика определения действительного приведенного момента инерции исследуемого двигателя. Суть ее в следующем.

Вначале необходимо привести момент инерции изготовленного маховика к двигателю по формуле:

$$I_м^{пр} \cong I_м \; i_{ВОМ}^{-2} \; \eta_п, \text{ кгм}^2, \qquad (6)$$

где $I_м$ – момент инерции изготовленного маховика, кгм^2; $i_{ВОМ}$ – передаточное число от коленчатого вала к валу отбора мощности (ВОМ);

$\eta_п$ – суммарный КПД передач от коленчатого вала к ВОМ.

Затем, последовательно разогнав исследуемый двигатель без маховика и с маховиком (соединение с двигателем через ВОМ) и определив соответствующие значения углового ускорения коленчатого вала на номинальном режиме, по формулам определяем действительный приведенный момент инерции двигателя:

$$I_д \varepsilon_1 = \left(I_д + I_м^{пр}\right) \varepsilon_2; \qquad (7)$$

$$I_д = I_м^{пр} \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}, \text{ кгм}^2, \qquad (8)$$

где ε_1, ε_2 – соответственно угловые ускорения коленчатого вала на номинальном режиме при разгоне двигателя без маховика и с маховиком, с$^{-2}$.

2. Методика АЧГАА и средства, ее реализующие, позволяют определять лишь энергетические показатели двигателя – крутящий момент и мощность. Существенным недостатком методики является невозможность определения топливно-экономических показателей исследуемого двигателя.

Для определения топливно-экономических показателей исследуемого двигателя мы предлагаем снимать зависимость $G_T = f(n)$ топливного насоса высокого давления (ТНВД) двигателя на стенде для проверки и регулировки топливного оборудования. Для этого необходимо, предваритель-

но сняв ТНВД и форсунки с исследуемого двигателя, определить зависимость часового расхода от оборотов по формуле:

$$G_m = \frac{60 \ V \ n_н \ \rho}{10^6 \ i_ц}, \text{ кг/ч}, \quad (9)$$

где V – объем поданного топлива всеми секциями топливного насоса (ТН) за 1000 циклов, см^3; $n_н$ – частота вращения вала ТН, об/мин; ρ – плотность топлива, кг/м^3; $i_ц$ – количество циклов ($i_ц$=1000).

Совмещая полученную зависимость $G_т=f(n)$ с полученной ранее зависимостью $N_e=f(n)$, выявляем зависимость $g_e=f(n)$ по формуле:

$$g_e = \frac{G_m \ 1000}{N_e}, \text{ г/Втч}. \quad (10)$$

3. Анализируя результаты определения энергетических параметров (графики изменения $N_e=f(n)$, $M_д=f(n)$), наблюдаем смещение корректорных ветвей графиков, полученных по методике АЧГАА, в сторону наименьших значений по сравнению с графиками, полученными по стандартной методике (с помощью тормозных установок). Смещение корректорных ветвей графиков $M_д=f(n)$ и $N_e=f(n)$, полученных по методике АЧГАА, в сторону наименьших значений по сравнению с графиком, полученным по стандартной методике (ГОСТ 7057), мы объясняем инерционностью топливного оборудования и кратковременностью процесса разгона двигателя (рис.2).

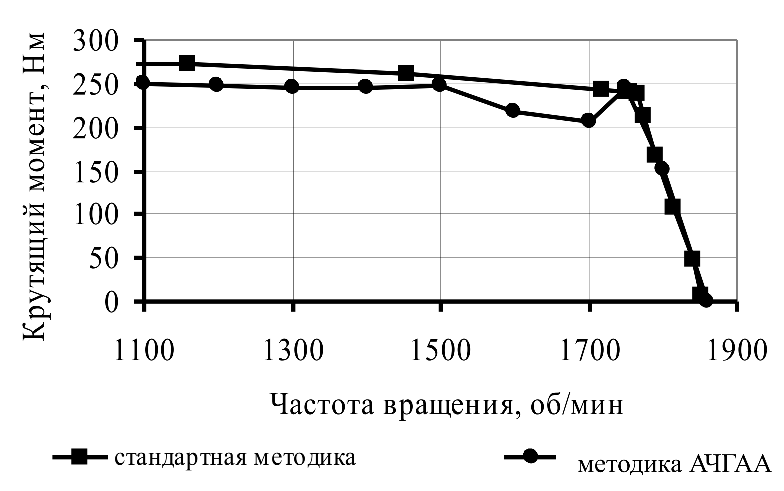


Рис.2. Графики изменения крутящего момента двигателя Д-65Н1, полученные по методике АЧГАА и стандартной методике

Для увеличения времени разгона, а соответственно, и уменьшения влияния инерционности топливного оборудования на результаты определения зависимостей $M_д=f(n)$ и $N_e=f(n)$ мы предлагаем разгонять исследуемый двигатель совместно с разработанным маховиком. Тогда формулы для определения крутящего момента и мощности двигателя будут иметь вид:

$$M_д = \left(I_д + I_м^{пр}\right)\frac{d\omega}{dt}, \text{ Нм}; \quad (11)$$

$$N_e = \left(I_д + I_м^{пр} \right) \frac{d\omega}{dt} \ \omega \text{ , Вт.} \qquad (12)$$

4. Разработанная на кафедре ЭМТП методика не применима к двигателям с газотурбинными нагнетателями (ГТН), которые находят все большее применение. Это обусловлено тем, что при работе двигателя с турбонаддувом в режиме свободного разгона наблюдается значительное запаздывание турбокомпрессора, вызванное его инерционностью и упругостью газового привода.

Между тем все большее распространение получают энергонасыщенные тракторы, неотъемлемой частью двигателей которых является газотурбинный наддув. Наличие ГТН позволяет использовать энергию отработавших газов, что улучшает экономичность дизелей за счет подачи в цилиндры двигателя воздуха под давлением.

В связи с вышеизложенным возникает необходимость адаптации методики АЧГАА для определения энергетических показателей двигателей с ГТН.

Известная методика СибИМЭ [3], позволяющая определить мощность двигателя с турбонаддувом на основании значений мощности двигателя с неработающим наддувом и давления, обеспечиваемого наддувом, заключается в следующем.

Сначала необходимо определить давление наддува в режиме полной загрузки. Полную загрузку можно обеспечить разгоном трактора с минимальной скорости движения на высшей передаче до максимальной при резком увеличении подачи топлива (рычаг подачи топлива находится в положении, соответствующем максимальной подаче). Затем с помощью приборов типа ИМД необходимо определить мощность двигателя по ускорению коленчатого вала в режиме свободного разгона. Полученное значение мощности корректируется с учетом давления наддува по уравнению

$$N_e^н = \alpha \ N_e^2 + \beta \ N_e \ p_н + C \text{ , Вт,} \qquad (13)$$

где α – коэффициент при квадратичном члене уравнения; N_e – мощность двигателя с неработающим турбонаддувом, Вт; β – коэффициент взаимосвязи; $p_н$ – давление, обеспечиваемое турбонаддувом, атм.; C – свободный член уравнения.

Выводы. Таким образом, взяв методику [1] за основу, мы определим зависимость $p_н=f\ (n)$ при разгоне трактора с минимальной скорости движения на высшей передаче до максимальной при резком увеличении подачи топлива. Затем, совмещая полученную зависимость с зависимостью $N_e=f\ (n)$, найденную по методике АЧГАА, выявляем зависимость $N_e^н=f\ (n)$ для различных двигателей с Г ТН.

Библиографический список

1. Арженовский А.Г. Совершенствование методики и средств определения энергетических параметров двигателей тракторов в эксплуатационных условиях: дис. … канд. техн. наук /А.Г.Арженовский. – Зерноград, 2004. – 118 с.

2. Лившиц В.М. Экспериментальное определение приведенного момента инерции тракторных двигателей / В.М. Лившиц, В.А. Змановский. – Новосибирск, 1968.

3. А.с. 1 694875 СССР 3 G 01 L 3/10. Способ определения эффективной мощности двигателя внутреннего сгорания / Д.М. Воронин, Л.В. Дролов, В.М. Лившиц, А.А. Моносзон, А.Ф. Рузанкин. – № 2633662/18-10; заявл. 21.06.80; опубл. 15.11.79, Бюл. № 42. – 2с.: ил.

Материал поступил в редакцию 28.07.08.

A.G. ARZHENOVSKY, S.V. ASATURYAN

TO THE DETERMINATION OF THE BASIC SIGNATURES OF THE TRACTOR ENGINES WITH THE TURBOBLOWER ON ACCELERATION OF THE CRANKSHAFT AT THE TRANSIENT REGIME

The defects found in the methods of the ABSAEA on the designation of the energetic parameters of the engine in the conditions of exploitation are represented and analyzed in the article. On the basis of the given analysis the improvements of the methods and devices of investigations of the engines with the turboblower on the acceleration of the crankshaft at the transient regime are offered.

АРЖЕНОВСКИЙ Алексей Григорьевич (р.1975), доцент кафедры «Механизация растениеводства» ФГОУ ВПО Азово-Черноморской государственной агроинженерной академии; кандидат технических наук (2004). Окончил Азово-Черноморскую государственную агроинженерную академию (1997).
Научные интересы в области энергетической оценки машинно-тракторного парка.
Опубликовано более 10 научных работ.

АСАТУРЯН Сергей Вартанович (р.1983), аспирант кафедры «Механизация растениеводства» ФГОУ ВПО Азово-Черноморской государственной агроинженерной академии. Окончил Азово-Черноморскую государственную агроинженерную академию (2007).
Научные интересы в области энергетической оценки машинно-тракторного парка.
Опубликовано 3 научные работы.